

PAT-NO: JP405059962A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 05059962 A

TITLE: TRUNK PISTON TYPE DIESEL ENGINE

PUBN-DATE: March 9, 1993

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

NAKANO, HIDEAKI

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

COUNTRY

HANSHIN NAINENKI KOGYO KK

N/A

APPL-NO: JP03218587

APPL-DATE: August 29, 1991

INT-CL (IPC): F02B075/32, F02B075/40

ABSTRACT:

PURPOSE: To reduce a length of a connecting rod compared to a stroke length and reduce the height of an engine by forming a recession on a lower portion of a cylinder so as to prevent occurrence of interference.

CONSTITUTION: An upper piston 1 and a lower piston 2 which are provided on a rod 4 are connected to a crank shaft 6 by means of a connecting rod 5. A slit 8a having a width a little larger than the thickness of the connecting rod 5 are formed on a cylinder liner 8 to which the lower piston 2 is abutted within a range of crank angle between 90 and 270 degrees, while a recession 7a is formed on a cylinder 7. The recession 7a and the slit 8a prevent occurrence of interference of the connecting rod 5. It is therefore possible to reduce the length of the connecting rod compared to a stroke length, and reduce the height of the engine.

COPYRIGHT: (C)1993,JPO&Japio

(11)特許出願公開番号

特開平5-59962

(43)公開日 平成5年(1993)3月9日

### 技術表示箇所

**A 9247-3G**

**9247-3G**

審査請求 未請求 請求項の数 2 (全 8 頁)

特願平3-218587

平成3年(1991)8月29日

(71)出願人 000174460

阪神内燃機工業株式会社

兵庫県神戸市中央区海岸通8番地 神港ビル

(72)発明者 中野 英明

兵庫県明石市大久保町山手台2丁目94番地

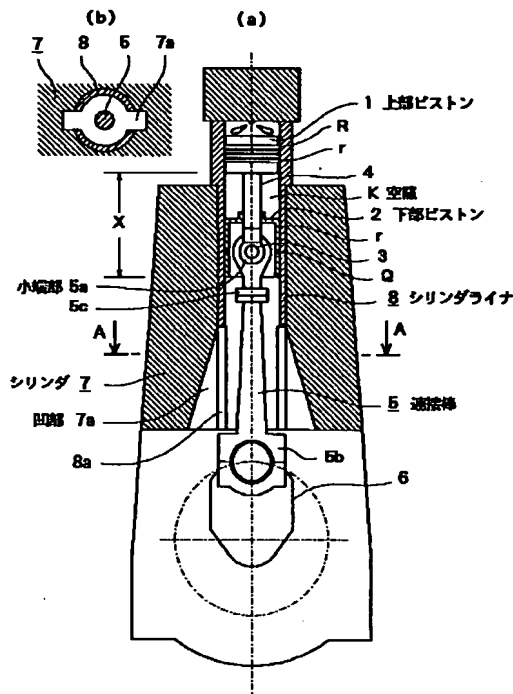
(74)代理人 弁理士 角田 嘉宏

(54)【発明の名称】 トランクピストン形ディーゼル機関

(57) 【要約】

【目的】 出力を低下させることのない機関全高の低いロングストロークタイプの4サイクルドランクピストン形ディーゼル機関を提供することを目的とする。

【構成】 シリンダ部分(7,8)を少なくとも上部ピストン1の下端より下部ピストン2の下端までの長さ分だけ長く延設し、このシリンダ部分(7,8)に上部ピストン1と下部ピストン2を間に空隙Kを介して一体的に往復動可能に連結・配置し、該下部ピストン2に連接棒5の小端部5aを回動自在に連結するとともに、上記シリンダ部分(7,8)の下部の、下部ピストン2が爆発行程においてシリンダ部分(7,8)に作用する側圧力が顕著に低下する領域に相当する部位に、少なくとも連接棒5の厚み以上の幅の干渉防止用の凹部(7a,8a)を形成したことを特徴とする。



1

## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 上部ピストン部下端に下部ピストン部を少なくともシリンダ径以上の長さにわたって延設するとともに、シリンダ部分を少なくとも上記下部ピストン部の長さ分だけ寸法的に長く延設し、このシリンダ部分に上記上部ピストン部と下部ピストン部を往復動可能に配置し、上記シリンダ部分の下部の、下部ピストン部が爆発行程においてシリンダ部分に作用する側圧力が顕著に低下する領域に相当する部位に、少なくとも接続棒の厚み以上の幅の干渉防止用の凹部を形成したことを特徴とする4サイクルトランクピストン形ディーゼル機関。

【請求項2】 シリンダ部分を少なくとも上部ピストンの下端より下部ピストンの下端までの長さ分だけ寸法的に長く延設し、このシリンダ部分に上部ピストンと下部ピストンを、間に空隙を介して一体的に往復動可能に連結・配置し、該下部ピストンに接続棒の小端部を回動自在に連結するとともに、上記シリンダ部分の下部の、下部ピストンが爆発行程においてシリンダ部分に作用する側圧力が顕著に低下する領域に相当する部位に、少なくとも接続棒の厚み以上の幅の干渉防止用の凹部を形成したことを特徴とする4サイクルトランクピストン形ディーゼル機関。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、船用に適した低回転型のロングストロークの4サイクルトランクピストン形ディーゼル機関に関する。

## 【0002】

【従来の技術および発明が解決しようとする課題】現在、船用ディーゼル機関には、ピストンとクランク軸間の連結形式により、大別して、接続棒の小端部がピストンに直接連結された所謂「トランクピストン形ディーゼル機関」と、シリンダとクランク室がスタフィングボックスにより隔離されるとともに接続棒の小端部がクランク室に設けられたクロスヘッドガイドに沿って往復動するクロスヘッドに連結され且つ該クロスヘッドがピストンロッドを介してシリンダ内を往復動するピストンに連結された所謂「クロスヘッド形のディーゼル機関」がある。

【0003】上記トランクピストン形のディーゼル機関は、一般的に、その構成上の特徴に起因して、機関出力が同じ場合、クロスヘッド形のディーゼル機関に比べて機関の全高を低くできるという特長を有する。このように、機関の全高が低くなるということは、船舶のデッドスペースが減少し、運搬有効容積が増加するという、船舶の運用効率にとって極めて重要なメリットとなる。

【0004】一方、クロスヘッド形のディーゼル機関は、一般に大型のディーゼル機関に採用され、側圧力を別途設けたクランク室内のクロスヘッドガイドに沿って往復するクロスヘッドで受け、接続棒の傾斜によってシ

2

リンダの側部に作用する上記側圧力を該クロスヘッドによって負担できるという特長を有する。

【0005】ところで、船舶は、近年、プロペラの推進効率向上の見地から、プロペラの回転数を従前のものに比べて著しく低下させて使用する傾向にあり、このため、船用の主機関は定格回転数の低いものが求められる。

【0006】この要求に対して機関出力を低下させることなく対応するためには、ピストン行程のロングストローク化を計る必要がある。

【0007】上記クロスヘッド形のディーゼル機関は、クロスヘッドを有することに起因して、ピストンのロングストローク化を計ることは機構上容易であり、現在、S/D比（ストローク／ボアの比をいう） $\approx 3.8$ のロングストロークタイプのものが実用化されている。

【0008】一方、上記トランクピストン形のディーゼル機関は、上述した構成上の特徴より、S/D比 $= 2.0$ 程度が実際上の限度となっている。この分野の研究者として著名なG. Wolf氏等によって指摘されているように、トランクピストン形のディーゼル機関のS/D比を大きく（ロングストローク化）しようとする、図6に示すように、S/D比に対し接続棒の長さが二次曲線的に増加し、かかる場合には、図7の破線e'と細線fで対比して示すように、S/D比が2.5程度を境にして機関の全高がクロスヘッド形のディーゼル機関よりむしろ増加して、上述したトランクピストン形ディーゼル機関の特長、メリットを損なわせることになる。

【0009】さらに、座屈強度を上げるため接続棒の横断面を非常に大きくしなければならず、その結果、機関全長も増大し、運用効率の低下を意味する機関占有容積（機関外形）、重量の増加等の新たな問題を惹起することとなる。

【0010】このため、S/D比2.0以上のロングストローク化は実現していないトランクピストン形ディーゼル機関の場合には、価格的に高価で且つ重量的にも重い減速機を機関に付設することにより、上記要望に対応しているのが現状である。

【0011】本発明は、上述のような状況のもとになされたものであって、上述のような問題を伴わない、ロングストローク4サイクルトランクピストン形ディーゼル機関を提供することを目的とする。

## 【0012】

【課題を解決するための手段】本第1の発明にかかる4サイクルトランクピストン形ディーゼル機関は、上部ピストン部下端に下部ピストン部を少なくともシリンダ径以上に長さにわたって延設するとともに、シリンダ部分を少なくとも上記下部ピストン部の長さ分だけ寸法的に長く延設し、このシリンダ部分に上記上部ピストン部と下部ピストン部を往復動可能に配置し、上記シリンダ部分の下部の、下部ピストン部が爆発行程においてシリン

ダ部分に作用する側圧力が顕著に低下する領域に相当する部位に、少なくとも連接棒の厚み以上の幅の干渉防止用の凹部を形成したことを特徴とする。

【0013】本第2の発明にかかる4サイクルトランクピストン形ディーゼル機関は、シリンダ部分を少なくとも上部ピストンの下端より下部ピストンの下端までの長さ分だけ寸法的に長く延設し、このシリンダ部分に上部ピストンと下部ピストンを間に空隙を介して一体的に往復動可能に連結・配置し、該下部ピストンに連接棒の下端部を回動自在に連結するとともに、上記シリンダ部分の下部の、下部ピストンが爆発行程においてシリンダ部分に作用する側圧力が顕著に低下する領域に相当する部位に、少なくとも連接棒の厚み以上の幅の干渉防止用の凹部を形成したことを特徴とする。

【0014】

【作用】しかし、本第1の発明にかかるトランクピストン形ディーゼル機関は、シリンダ部分を上記長さにわたって延設（形成）してこの中を上部ピストン部と下部ピストン部が往復動するが、シリンダ下部に干渉防止用の凹部を形成していることよりストロークの長さに対して連接棒の長さを短くできるため、ピストン行程をロングストロークにしても、図7の太線eと細線fに図示するように、クロスヘッド形ディーゼル機関に比して、機関の全高を低くすることができる。

【0015】そして、ピストン全体の長さが上部ピストンの長さに加えて少なくともシリンダ径以上の長さにわたって延設されているため、該ピストンの単位面積当たりの側圧力が低減され、機関の全高の低減に寄与するシリンダの凹部の形成を可能にする。

【0016】また、本第2の発明にかかるトランクピストン形ディーゼル機関は、シリンダ部分を上記長さに延設（形成）してこの中を上部ピストンと下部ピストンが一体的に往復動しこの下部ピストンに連接棒の下端部を連結するとともに、シリンダ下部に上記干渉防止用の凹部を形成しているため、連接棒とシリンダ部分が干渉することがないことより、ピストン行程をロングストロークにしても機関の全高を低くすることができる。即ち、本第2の発明にかかるトランクピストン形ディーゼル機関によれば、機関をロングストローク化しても、図7の太線eと細線fに図示するように、クロスヘッド形ディーゼル機関に比して、同一のシリンダ内を上部ピストンと下部ピストンが部分的に重複した部位を往復するため、且つ干渉防止用の凹部によりストロークの長さに対して連接棒の長さを短くできるため、機関の全高を低くすることができる。

【0017】そして、本第2の発明にかかるトランクピストン形ディーゼル機関によれば、上部ピストンと下部ピストンを空隙を介して連結しているため、上部ピストンと下部ピストン間の熱応力および機械応力にもとづく変形の相互影響が緩和され、機関のエンジン出力率の増

大（正味平均有効圧力と平均ピストン速度の積；機関の高出力化）が可能となる。

【0018】しかも、本第1および第2の発明にかかる、トランクピストン形ディーゼル機関では、上記干渉防止用の凹部が、ピストンの側圧力が低くなるシリンダ部分の部位に形成されているため、また上述したようにピストン全体の長さが長く構成されていることに起因して該ピストンの単位面積当たりの側圧力が低減されるため、通常の運転期間にわたって、機関の円滑な運転に支障をきたすことはない。

【0019】

【実施例】以下、本発明にかかる実施例を図面を参照しながら説明する。

【0020】図1(a)は本発明の実施例にかかるトランクピストン形ディーゼル機関の要部の構成を示す、ピストンが上死点位置での断面図、図1(b)はシリンダライナのスリットの幅を示す図1(a)のA-A矢視図、図2は同ピストンが下死点位置での断面図である。

【0021】図において、1は上部ピストン、2は下部ピストン、3はピストンピン、4はロッド、5は連接棒、6はクランク軸、7はシリンダ、8はシリンダライナである。

【0022】本実施例では、上記シリンダ7およびシリンダライナ8は通常のトランクピストン形ディーゼル機関のものより少なくとも上部ピストン1の下端より下部ピストン2の下端までの長さx分だけ寸法的に長く構成されている。そして、このシリンダライナ8内には、上部ピストン1とその下方に下部ピストン2が配設され、これらはロッド4で一体的に往復動可能に、且つ下部ピストン2と上部ピストン1はロッド4下端の連結部で回動可能に構成されている。従って、上部ピストン1と下部ピストン2との間（ロッド4の中間部の周囲）には空隙Kが形成される。また、上記上部ピストン1には、圧縮リングRとその下方に油掻きリングrが配設され、また、上記下部ピストン2には、油掻きリングrが配設されるとともにその下方に油溝Qが形成されている。

【0023】そして、上記下部ピストン2と連接棒5の小端部5aはピストンピン3で回動可能に連結され、連接棒5の大端部5bはクランク軸6に回動自在に連結されている。

【0024】そして、本実施例では、上記シリンダ7の下部の、機関の爆発行程におけるピストン1、2のシリンダライナ8に対する側圧が小さくなっている部位、つまりクランク角で90°付近から270°付近にかけて下部ピストン2が当接する部分に、幅が上記連接棒5の厚みよりやや広い凹部7aが形成されている。そして、上記シリンダ7の凹部7aに対応するシリンダライナ8には、略同じ幅のスリット8aが形成されている。つまり、上記シリンダ部分（シリンダ7とシリンダライナ8）の下部に、連接棒5が干渉することを防止するための干渉防止

5

用の凹部（凹部7a、スリット8a）が形成されている。

【0025】また、本実施例では、上記連接棒5は、機関のオーバーホールの際のピストン抜き出し高さを減少するため、上部にフランジ部分5cを設けて脱着自在に連結することにより、分解可能に構成されている。

【0026】そして、図4(a)に図示するように、上記シリンダライナ8の下端8bは、シリンダ7側に押さえ金具9で固定され、上記スリット8a形成による強度低下を補うよう構成されている。この押さえ金具9は、図4(b)に図示するように、シリンダライナ8の下端下方に隙間（ぬすみ）15を備え、シリンダライナ8の熱膨張に対処可能に構成されている。また、押さえ金具9のシリンダ7側への着孔9a表面がシリンダ7側で浅くなった傾斜面（テーパ面）に形成されるとともに、これに対応するテーパ座金（こうばい付座金）14を介して、シリンダライナ8の下端が、着着ボルト10によって、シリンダ7側に引っ張り勝手に着着されている。

【0027】また、上記構成に代えて、押さえ金具は、図5(a)、(b)、(c)に図示するよう、シリンダライナ8のスリット8a側面およびシリンダ7の凹部7aの側面に、押さえ金具11配設用の凹部7b、8cが形成され、この凹部7b、8cに別の押さえ金具11がボルト12により着着され、シリンダライナ8のスリット8aの側端面がシリンダ7の凹部7aの側端面と一致した状態でシリンダ7側に保持されるよう構成されていてもよい。そして、この押さえ機構は、また、図5(c)に図示するように、押さえ金具11のシリンダ7側の端部11aが突出状に形成され、この突出状の端部11aを支点として、下方に隙間13を有する状態で螺着されたボルト12による押圧力が、シリンダライナ8と当接する押さえ金具11のシリンダライナ8側の端部11bに作用するよう構成されている。従って、この構成の場合にも、シリンダライナ8の熱膨張に対処可能な構成となる。

【0028】しかして、このように構成された本トランクピストン形ディーゼル機関は、以下のように作用する。

【0029】即ち、このディーゼル機関は、図1(a)に示す上部ピストン1と下部ピストン2がシリンダ7の上部に位置する圧縮状態（上死点位置）から、図3に示す上記各ピストン1、2がシリンダ7の中間に位置する膨張状態を経て、図2に示す上記各ピストン1、2がシリンダ7の下部に位置する状態（下死点位置）まで、上部ピストン1と下部ピストン2は、シリンダライナ8内を互いの行程（シリンダ部分の長さ方向の摺動領域）が部分的に重複して一体的に往復動するため、ピストンのストローク量のわりにはシリンダ7（シリンダライナ8）の寸法が短くなり、またシリンダライナ8にはスリット8aが、シリンダ7には凹部7aが形成されているため、連接棒5を短くしてシリンダ7の長手方向に対して該連接棒5の傾斜角度を大きくしても、連接棒5がシリンダ7

6

及びシリンダライナ8と干渉することはない。

【0030】このため、本ディーゼル機関は、ロングストロークになっても、クロスヘッド形ディーゼル機関に比して、図7の本ディーゼル機関とクロスヘッド形ディーゼル機関のそれぞれの全高を示す太線eと細線fに示すように、機関の全高を低くすることが可能となり、従来のトランクピストン形ディーゼル機関の特長を損なうことなくロングストロークタイプ（S/D比≒4程度）のディーゼル機関を提供することができる。

【0031】そして、本ディーゼル機関は、シリンダライナ8にスリット8aを形成しているが、図4、図5の各図に図示するように、上記押さえ金具9、11によって下端部が強固な構造を有するシリンダ7側に保持（着着）されているため、且つ、下部ピストンがシリンダライナ8の上記スリット8a部分を通過する際（クランク角で90°～270°の領域）の側圧力が図9に図示するように、顕著に低下しているため、上記スリット8aの形成にかかわらず従来の機関に比べて受圧面積当たりの側圧力は変化（増大）することなく、またシリンダとシリンダライナ8の密着性も低下することはない。従って、従来の機関と同じように、長時間にわたって円滑な運転を維持することができる。

【0032】また、本実施例にかかるディーゼル機関では、上部ピストン1の下方に下部ピストン2が位置しているため、またそれらピストン1、2の中間に空隙Kが設けられているため、圧縮リングR等に異常が生じ、燃焼室から燃焼ガスの一部がクランク室側に漏洩しようとする際にも、この洩出ガスは上記空隙Kで一旦膨張した後クランク室側に入るため、従来生じていた火炎の吹き抜けによる機関の爆発事故等が防止できるという大きな二次的効果を生じさせる。

【0033】さらに、このディーゼル機関では、上部ピストン1はシリンダ注油器（図示せず）によって潤滑されるが、連接棒5内の通路（図示せず）を通して供給される上部ピストン1の冷却用（潤滑用）油の一部が、下部ピストン2の油溝Qより供給されて、下部ピストン側面を潤滑する。下部ピストン2を潤滑した潤滑油は、該下部ピストン2の油掻きリングr及び空隙Kによって、さらには上部ピストン1の油掻きリングrにより燃焼室側への上昇が阻止されるため、下部ピストン2の十分な潤滑を行うにも係らず、過剰な潤滑油消費を生ずることはない。

【0034】ところで、上記実施例では、上部ピストンと下部ピストンの変形の相互の影響を緩和するため、上部ピストン1と下部ピストン2をロッド4の下端で回動自在に連結しているが、高いエンジン出力率が求められない場合には、固定的に連結してもよい。

【0035】図8は縦軸にスリットの長さbと最大深さ（シリンダ下端での深さ）a（図2参照）をボア径Dを単位にして表し横軸にストローク・ボア比（S/D）を

7

として、これらの関係を示した図である。

【0036】上記実施例では、専ら上部ピストン1と下部ピストン2を別体に構成しこれらをロッド4で連結したのについて説明しているが、図10に図示するように、上部ピストン部1'の下端に下部ピストン部2'を延設した長さの長いピストンに形成しても、本発明の基本的な作用効果である「機関の全高を無用が高くすることなくピストン行程をロングストロークにする」ことができ、かかる場合には、上述の実施例の場合よりピストンの構造をより簡単にすることができる。

【0037】

【発明の効果】しかして、本第1および第2の発明によれば、機関の全高を高くすることなく、トランクピストン形ディーゼル機関のロングストローク化が可能となり、従来不可能であった定格回転数の低いトランクピストン形ディーゼル機関を提供することができる。即ち、本ディーゼル機関は、従来定格回転数を低くすることが可能であった2サイクルクロスヘッド形ディーゼル機関に比べて、クロスヘッド、スタフィンボックス、掃気用補助ブロー等が不用となること等に起因して構成が大幅に簡単にでき、安価に提供できるとともに、低負荷運転、負荷追従性、燃料消費の点等諸性能に優れたディーゼル機関となる。

【0038】また、本第1および第2の発明によれば、上述のようにクロスヘッド形ディーゼル機関に比べて、機関の全高が低くできることより、船舶にこの機関を搭載した場合には、船舶の運行にとって非常に重要な要素である船舶の運搬有効容積が大きくなり該船舶の運用効率を向上させることができる。

【0039】さらに、本第2の発明によれば、シリンダ内に二つの別体状のピストンが配設されるため、燃焼室からクランク室への火炎の吹き抜けによる機関の引火爆発事故等が防止できることより安全性が向上するとともに、潤滑油の燃焼室への侵入が防止できるため、潤滑油の消費量を削減することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 (a) は第2の本発明の実施例にかかるトランクピストン形ディーゼル機関の要部の構成を示すピストンが上死点位置での断面図、(b) はシリンダライナのスリットの幅を示す(a)のA-A矢視断面図である。

8

【図2】 図1の実施例にかかるトランクピストン形ディーゼル機関の要部の構成を示すピストンが下死点位置での断面図である。

【図3】 図1の実施例にかかるトランクピストン形ディーゼル機関の要部の構成を示すピストンが上死点と下死点の中間位置での断面図である。

【図4】 (a) はシリンダライナの下端部分での押さえ金具の取着構造を示す斜視図、(b) は同じく取着構造を示す(a)のB-B矢視断面図である。

10 【図5】 (a) はシリンダライナの下端のスリット部分での押さえ金具の取着構造を示す斜視図、(b) は同じく取着構造を示す(a)の押さえ金具表面から見たスリット側壁表面の図、(c) は(a)のC-C矢視断面図である。

【図6】 縦軸に連接棒長さをボア径で除した数値で連接棒長さをとり、横軸にストローク(S)・ボア径(D)比をとって、連接棒の長さストローク・ボア径比の関係を示す表図である。

20 【図7】 縦軸に機関高さHをボア径Dで除した数値で機関高さをとり、横軸にストローク(S)・ボア径(D)比をとって、機関高さストローク・ボア径比の関係を示す表図である。

【図8】 縦軸に下部ピストンのスリット部分を通過する行程(長さ)をボア径Dで表し、横軸にストローク(S)・ボア径(D)比をとって、図1に示すスリットの長さbと深さaの寸法とストローク・ボア径比の関係を示す表図である。

【図9】 縦軸にシリンダに作用する側圧力をとり、横軸に機関のクランク角をとって、側圧力とクランク角との関係を示した表図である。

30 【図10】 本第1の発明の実施例にかかるトランクピストン形ディーゼル機関の要部の構成を示すピストンが上死点位置での断面図である。

【符号の説明】

1…上部ピストン

2…下部ピストン

7…シリンダ(シリンダ部分)

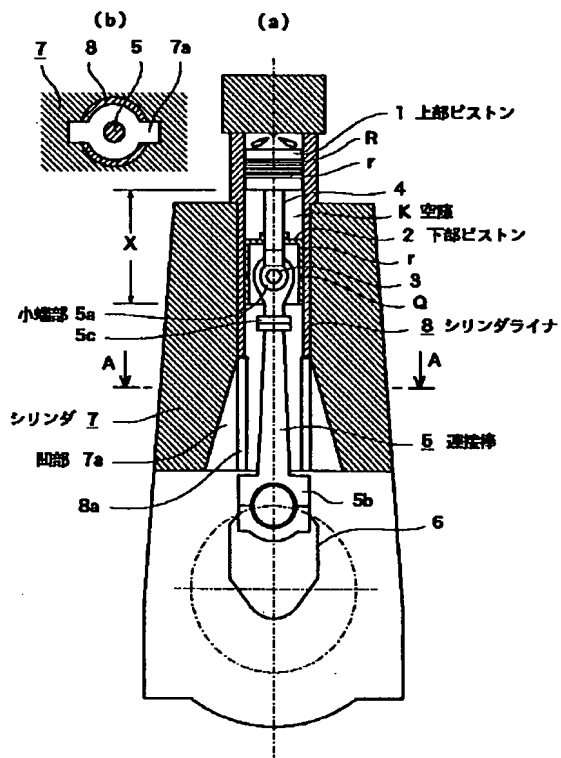
8…シリンダライナ(シリンダ部分)

7a…凹部(干渉防止用の凹部)

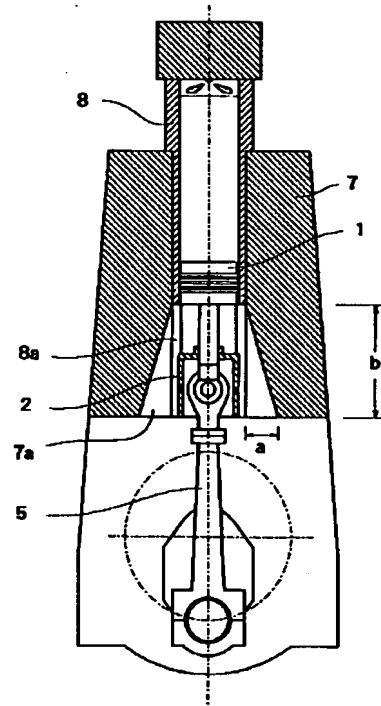
8a…スリット(干渉防止用の凹部)

40 K…空隙

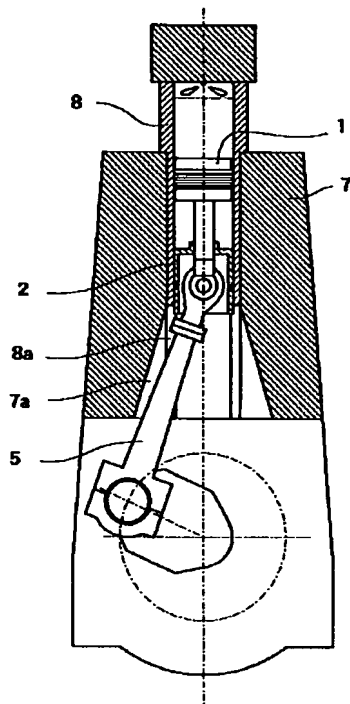
【図1】



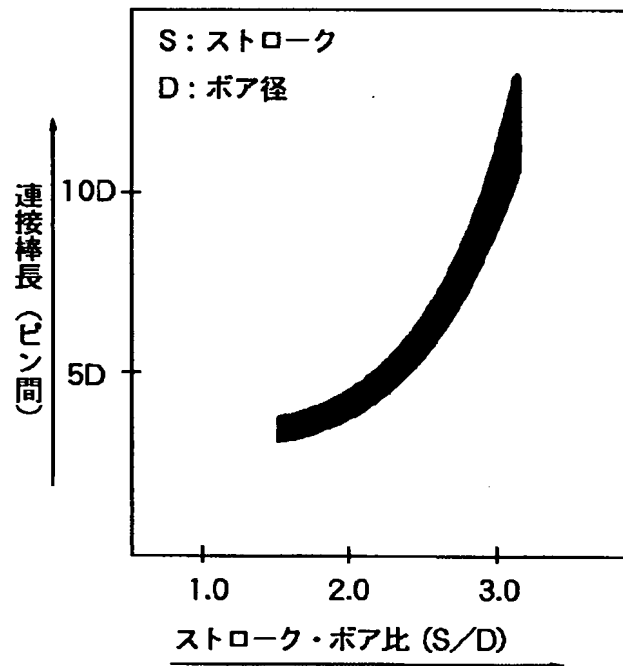
【図2】



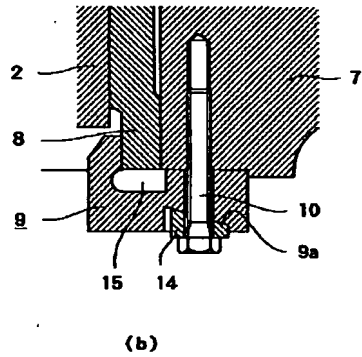
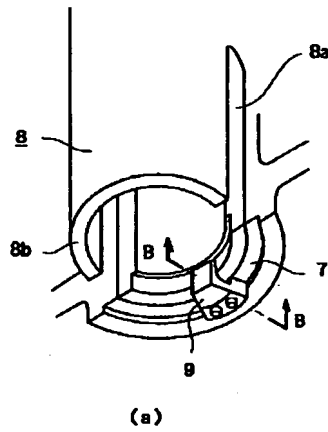
【図3】



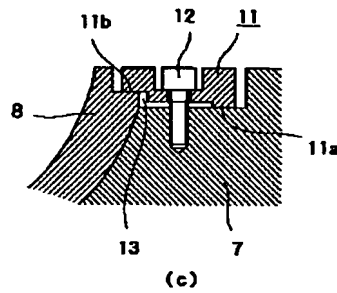
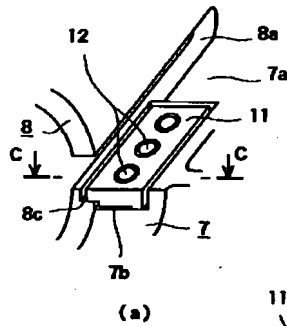
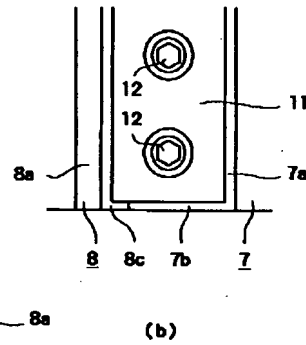
【図6】



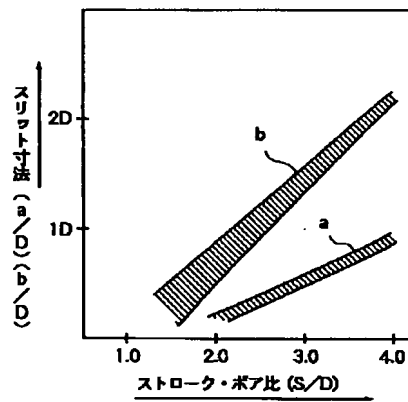
【例4】



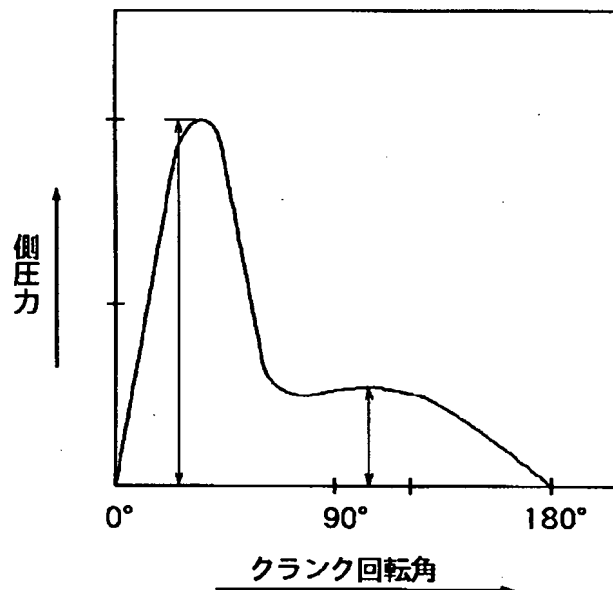
【例5】



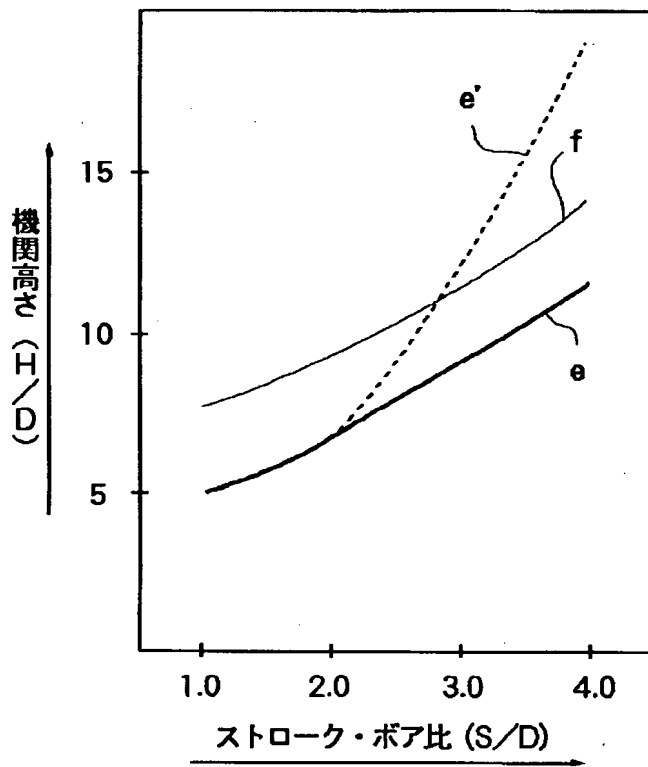
【図8】



【図9】



【図7】



【図10】

